

Veröffentlichungsnummer DE4331266

Veröffentlichungsdatum: 1995-03-16

Erfinder SCHOPF WALTER DIPL. ING. (DE)

Anmelder: SCHOPF WALTER DIPL. ING. (DE)

Klassifikation:

- Internationale: G05D15/01; G05D27/00; G05D17/00; F16H59/06; F04B49/00; F15B21/08
- Europäische: G05D15/01; F16H61/00C5

Aktenzeichen: DE19934331266 19930915

Prioritätsaktenzeichen: DE19934331266 19930915

Zusammenfassung von DE4331266

Contact-pressing device for CVT (continuously variable transmission), comprising both pressure medium supply devices and open-loop and closed-loop control devices for the contact pressure, for operating conditions having spontaneous torque loading peaks. Ensuring and building up sufficient contact pressure force in the case of highly dynamic operation require relatively large pressure medium supply devices, because of the elasticities necessarily present in the hydraulic and mechanical systems and components of the CVT (inertias). Obvious, correspondingly largely dimensioned contact pressure and adjusting pressure medium supply devices on the CVT, which could undertake this task concomitantly but would have to operate continuously under the highest disk set pressure, are not acceptable on economic grounds.

Solutions according to the invention of low-loss, highly dynamic pressure medium supply, open-loop and closed-loop control systems exist in the following embodiment versions as a result of the arrangement of:

- a pressure store and a rapidly switching digital-process computer-controlled servo valve which modulates contact pressure peaks to the basic contact pressure set for static operating conditions;
- a modification having a differential piston which increases the contact pressure with respect to the store pressure level;
- an additional or separate, largely dimensioned hydraulic pump which, in normal operation, delivers in a low-pressure and low-loss manner in a circuit and is only activated as required for the spontaneous increase of contact pressure force. A further useful effect consists...

Original abstract incomplete.

⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑯ Offenlegungsschrift
⑯ DE 43 31 266 A 1

⑯ Int. Cl. 6:
G 05 D 15/01
G 05 D 27/00
G 05 D 17/00
F 16 H 59/06
F 04 B 49/00
F 15 B 21/08

⑯ Aktenzeichen: P 43 31 266.7
⑯ Anmeldetag: 15. 9. 93
⑯ Offenlegungstag: 16. 3. 95

DE 43 31 266 A 1

⑯ Anmelder:
Schopf, Walter, Dipl.-Ing., 61440 Oberursel, DE

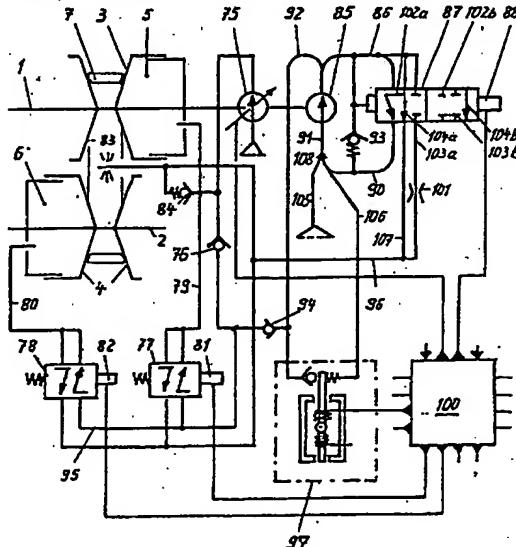
⑯ Erfinder:
gleich Anmelder

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑯ CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände

⑯ Anpreßeinrichtung für CVT, bestehend sowohl aus Druckmittelversorgungseinrichtungen als auch Steuer- und Regel- einrichtungen für den Anpreßdruck, für Betriebsbedingungen mit spontanen Drehmomentenbelastungsspitzen. Sicherstellung und Aufbau ausreichender Anpreßkraft bei hochdynamischem Betrieb erfordern wegen der zwangsläufig vorhandenen Elastizitäten in den hydraulischen und mechanischen Systemen und Komponenten des CVT (Trägheiten) relativ große Druckmittelversorgungseinrichtungen. Naheliegende, entsprechend groß dimensionierte Anpreß- und Verstalldruckmittelversorgungseinrichtungen am CVT, die diese Aufgabe mitübernehmen könnten, aber stetig unter dem höchsten Scheibensatzdruck arbeiten müssten, sind aus wirtschaftlichen Gründen nicht akzeptabel. Erfindungsgemäße Lösungen verlustärmer, hochdynamischer Druckmittel-Versorgungs-Steuer- und -Regelsysteme bestehen in folgenden Ausführungsvarianten durch Anordnung:

- eines Druckspeichers und eines schnellschaltenden digitalen-prozeßrechnergesteuerten Servoventils, welches auf den für statische Betriebszustände eingeregelten Grundanpreßdruck Anpreßdruckspitzen aufmoduliert;
- eine Modifikation mit einem Differentialkolben, der den Anpreßdruck gegenüber dem Speicherdruckniveau erhöht;
- einer zusätzlichen bzw. separaten, großdimensionierten Hydraulikpumpe, die im Normalbetrieb druck- und verlustarm im Kreise fördert, nur im Bedarfsfalle zur spontanen Anpreßkraftsteigerung aktiviert wird. Ein weiterer Nutzeffekt besteht ...



Beschreibung

Der Erfindungsgegenstand betrifft eine Anpreßkraftregeleinrichtung für den besonderen Einsatz bei hochdynamischen Betriebszuständen mit spontanen Drehmomentenbelastungsspitzen für CVT's mit elektronischer Anpreßkraftregelung.

CVT's (Continuously Variable Transmission) gehören als KFZ-Antriebskonzeptionen zum Stande der Technik, neben den Ausführungsmerkmalen im Oberbegriff des Hauptanspruches sei auf die Literaturhinweise 1; 6; 7; 10 verwiesen. Diese Antriebskonzeptionen haben sich in Studien-, Erforschungs- und Serienprojekten als vorteilhaft und zukunftsweisend erwiesen. Mit Energiespareffekten, Fahrkomfortsteigerung und der Möglichkeit der optimalen Motorkraftnutzung sowie günstigere Ausführungskriterien, z. B. gegenüber herkömmlichen Getriebeschaltautomaten, bergen sie vorteilhafte Eigenschaften, hierzu Literaturhinweise 2, 3, 8, 9.

Aufgabe und Ziel vorliegenden Erfindungsgedankens sind Einrichtungen an neuen Anpreßsystemen und -Konzeptionen an CVT's – bevorzugt elektronisch geregelten Anpreßsystemen – zur Regeltechnischen Beherrschung hochdynamischer Betriebszustände. Dadurch soll der Einsatz verlustärmerer Anpreßkraft-Steuer- und -Regelkonzeptionen, die sich auch leichter in zukunftsorientierte elektronische KFZ-Managementsysteme integrieren und von diesen steuern lassen, ermöglicht werden.

Die Lösung wird durch die in den Ansprüchen und Ausführungsbeispielen angeführten Ausführungsmerkmale erreicht.

Für die Funktion der Frikionsgetriebe, zu deren Gattung CVT's gehören, ist ein sicherer Reibschluß zwischen den Kegelreibscheiben und dem Übertragungsstrang eine essentielle Voraussetzung. Zu niedrige Anpressung führt zu schädlichem, zerstörerischem Schlupf. Andererseits verursacht übermäßige, zwar sichere Anpressung der Reibpartner erhöhte Verluste und mindert auch wiederum die Lebensdauer der Bauteile. Erschwerend für eine ausgewogene Dosierung der Anpressung sind die vielen veränderlichen Einflußgrößen, die den Reibwert in großen Bereichen streuen lassen. So wirken sich die verschleißstadiumabhängige Kontaktflächengröße, deren Oberflächenzustand, Ölsoorte und -zustand, Temperatur und die Anpreßintensität selbst sowie Laufgeschwindigkeit und die übersetzungsabhängigen geometrischen unterschiedlichen Einsatzbedingungen beeinflussend auf den Reibwert aus. Näheres dazu ist aus Lit. 4, 5, 7, 9, 10, 11, 12 ersichtlich. So kann extremerweise 45 erwartet werden, daß bei einem mittleren Reibwert von 0,06 er sich durch solche Einflüsse auf 0,04 reduzieren oder auch auf 0,09 steigern kann. Da in der Praxis den ungünstigen Bedingungen entsprochen werden muß, kann, einschließlich eines gewissen Sicherheitszuschlages, herkömmlicherweise maximal mit einer 2^{1/2}fachen (Über-)Anpressung gerechnet werden. Sind, wie an einigen Proto- oder gar auch Vorsserien-CVT-Typen praktiziert, Konstantanpressungen installiert, die auch den Maximalbelastungen genügen müssen, sind in den meisten Betriebszuständen, vor allem bei der häufigen Teillast, gehörige Überanpressungen mit hohen Verlusten die Folge. Bekannte CVT-Versionen weisen mechanisch-hydraulische Drehmomentensensoren mit einer integrierten Vordrucksteuereinrichtung auf (Lit. 13), so daß tendenzmäßig die Anpressung der Belastung angepaßt wird. Auch sind Einrichtungen bekannt, die dem starken Getriebeübersetzungseinfluß des Anpreßbe-

darfs berücksichtigen und gerecht werden.

Dennoch bleiben für die meisten Betriebszeiten auf Grund vorstehend beschriebenem, sicherheitsrelevanten Anpreßkraftbedürfnisses und somit Überschusses 5 zu hohe Verluste die Folge. Naheliegend ist daher, eine Anpreßkraftregelung zu schaffen, die eine optimale Anpreßkraft "einregelt". Hierfür kann das Kriterium Schlupf zwischen den Reibpartnern Reibscheide und Zug- oder Schubgliederband selbst als Leit- oder Stellgröße herangezogen werden. Hierbei besteht jedoch 10 die Schwierigkeit, im normalen, praktischen Betrieb eine Ausgangs- bzw. Leerlaufübersetzung, d. h. eine Referenzübersetzung zu finden, die erst eine Schlupfdefinition bzw. Wertung ermöglicht. Da im praktischen Fahr- 15 betrieb meist immer irgendwelche Lastzustände vorliegen, unter denen noch die Übersetzung variiert wird, steht eine solche dafür verwertbare Referenzübersetzung herkömmlicherweise nicht zur Verfügung. Ein weiteres Problem besteht darin, daß der reine Schlupfanteil 20 an einer Übersetzungsänderung bei Lastvariation nicht ohne weiteres erkannt und erfaßt werden kann, da noch andere Einflüsse sich auswirken, die die Gesamtübersetzung des Getriebes bestimmen. So treten nebenbei noch 25 t-Änderungen durch elastische Verformungen der Bauteile wie die der Reibscheibensätze und des Zugstranges auf, wobei die Verformungsintensität noch getriebeübersetzungsstellungsabhängig ist.

Für die Definition einer schlupffreien Referenzübersetzung bietet sich die geometrische Getriebeübersetzungsstellung im Leerlauf an, die z. B. mittels eines Wegsensors bestimmt werden könnte. Da jedoch solche Meßeinrichtungen durch Verschleiß, Alterung und sonstige Effekte gewissen "Abtrifterscheinungen" unterliegen können, besonders in Anbetracht der eingeschränkten (auch kostenbedingten) Qualitätsausführung solcher Massenartikel an die Genauigkeitsanforderungen bezüglich einer Schlupferkennung, die unter 1% liegen und auf längere Einsatzdauer konstant gehalten werden müssen, nicht erfüllt werden. Störgrößen, die zusammen mit dem Schlupf die Wirkübersetzung bestimmen, sind:

- elastische, last- und übersetzungsabhängige Bauteileverformungen des Übertragungsstranges, der Kegelreibscheiben, der Wellen, der Lager;
- Verschleiß an Bauteilen wie Längung und Breitenverschleiß am Übertragungsstrang, den Kegelreibscheiben, Kontaktpunktverlagerungen an beiden, Lagerverschleiß;
- Setzerscheinungen, Fixierungsverlagerungen am Wegsensor selbst, usw.;
- Temperaturinflüsse wie Wärmedehnungen an Bauteilen;
- Meßwerttriften an Sensoren;
- viskositätsbedingte Kennwerteveränderungen an hydraulischen Komponenten.

Eine Lösung zur Findung des reinen Schlupfes an CVT's, der dann als Regulativ für die Anpressung herangezogen wird, ist in Offenlegung DE P 43 12 745 (Lit. 14) 50 beschrieben.

Bei solchen Einrichtungen und generell besteht die Schwierigkeit, spontanen und nadelförmig auftretenden Drehmomentbelastungsspitzen die Anpressung solchen Belastungsspitzen entsprechend schnell anzupassen. 55 Die für den normalen (statischen) Betriebszustand konzipierten, und auch nach dem Stande der Technik dafür in Betracht kommenden Bauelemente und Konzeptionen können diesen speziellen Anforderungen nicht ge-

nügen. Ein schwerwiegendes Handikap ist ferner, daß Drucksteigerungen im Anpreßsystem auf Grund unvermeidbarer Elastizitäten einen "Füllvorgang" erfordern, der bei spontanen, auf die extremen Vorkommnisse abgestimmt, einer Hydraulik-Versorgungsleistung von etwa dem vierfachen der normalen CVT-Anpreß- und Steuerbedürfnisse entspricht. Solch große Pumpeninstallationen, die unter den normalen Druck-Betriebsbedingungen arbeiten müßten, scheiden daher aus Energieverlustgründen aus. Das heißt, mit der normalen CVT-Steuerung- und -Druckmittelversorgung lassen sich hochdynamische Betriebszustände mit Druckspitzen bezüglich Anpreßsicherheit nicht beherrschen.

Bekannterweise sind die Reibpartner der Umschlupfgetriebe ab einem gewissen Grade schlupfempfindlich. Die Grenze liegt im Verdampfungspunkt des Schmiermittels, denn solange noch Schmiermedium zwischen den Reibpartnern ist, ist "Schlupf" erträglich. Das heißt, kurze Schlupfphasen, oder solche Vorgänge geringer Intensität (Umsetzung geringer Reibenergie in Wärme), können akzeptiert werden. Das Augenmerk vorliegender Bestrebung muß daher sein, Schlupfvorgänge mit schädlich großer Wärmeentwicklung zu vermeiden. Der Erfindungsgedanke vorstehend genannter Offenlegungsschrift (Lit. 16) schließt bereits Maßnahmen mit ein, für die Voraussetzung, daß nach einer Belastungsspitze aller Wahrscheinlichkeit weitere Spitzen folgen, indem die Anpressung prophylaktisch erhöht wird. Damit dürfte eine Gefährdung der Reibpartien aber nicht generell für alle vorkommenden Betriebsbedingungen ausgeschlossen sein.

Naheliegend erscheint auch zunächst, daß flink arbeitende mechanische drehmomentabhängige Anpreßeinrichtungen, wie sie in Lit. 13 beschrieben werden, schädlichen Schlupf nicht aufkommen lassen und somit eine wirkungsvolle Alternative zum vorliegenden Konzept darstellen. Jedoch müssen hier weitere nachteilige Faktoren ins Kalkül gezogen werden: Abgesehen davon, daß es sich bei solchen Anpreßeinrichtungen um eine reine Anpreßkraftsteuereinrichtung mit einer eingeprägten Drehmomenten-Anpreßkraftgesetzmäßigkeit handelt, die nach den eingangs behandelten Sicherheitsargumenten in der meisten Betriebszeit Überanpressung und somit zu hohe Verluste bewirkt, stellen solche Konzeptionen eine andere Gefährdung der Bauteile dar. Durch ihren drehmomentproportionalen Anpressungsaufbau (mit ihren Sicherheits-Zuschlägen) werden nicht nur die Bauteile belastungsmäßig strapaziert, sondern sie werden voll proportional der (Nadel-)Belastungsspitze ausgesetzt. Das heißt praktisch, die Bauteile müssen für drei- bis fünffache Nennlastspitzen ausgelegt sein. Wird dieses Erfordernis für Zeifestigkeit vorausgesetzt, bedeutet das einen nicht akzeptablen Bauaufwand. Daher ist es günstiger, Belastungsspitzen durch ein dosiertes Beschneiden der Anpressung zu kappen, also gezielt kurze Schlupfekte anzustreben, zumal solche zur Diskussion stehende Nadelspitzenbelastungsformen vom Standpunkt der Reibenergiewärmeentwicklung unbedenklich sind. Dies wird auch in vorliegenden und beanspruchten Ausführungsmerkmalen berücksichtigt.

Ausführungsbeispiele

Fig. 1 zeigt eine schematische CVT-Darstellung mit einer herkömmlichen, bekannten Grundanpressungs- und Verstellstrategie, bestehend aus einem Strömungssteiler (Mehrkanalsteuerschieber) und einem geregel-

ten Vorspannventil und der erfundungsgemäßen Anpreßspitzenversorgungseinrichtung in Form eines Druckspeichers und eines hochdynamisch arbeitenden hydr. Schaltelementes.

Fig. 2 zeigt eine gleiche schematische CVT-Darstellung, jedoch mit einer Grundanpressung- und Verstellstrategie derart, in dem die erforderliche Grundanpressung durch ein Regelventil und der Steuerdruck zur Ü-Regelung des CVT staudruckabhängig durch eine angepaßte variable Pumpenförderung bewirkt wird, und die erfundungsgemäße Anpressungsspitzenversorgung mittels eines Druckspeichers und eines nachgeschalteten Differentialkolbens bewirkt und durch ein hochdynamisches Ventil geregelt wird.

Fig. 3 mit gleicher schematischer CVT-Darstellung weist den Druckzylindern zugeordnete einzelne Ventile zur Vor- und Steuerdruckregelung auf, die erfundungsgemäße Anpreßspitzenversorgung erfolgt durch eine separate leistungsstarke Hydraulikpumpe, welche im Bedarfsfalle erst druckmäßig aktiviert wird, und im Normalbetrieb bei geringem Betriebsdruck eine ökonomisch günstige Schmier- und Kühlmittelversorgung sicherstellt.

Beschreibungen zu den Figuren

Fig. 1:

Das zwischen einem Antriebsmotor und dem Fahrwerksantrieb angeordnete CVT besteht im wesentlichen aus seinen in einem Getriebegehäuse gelagerten An- und Abtriebswellen 1 und 2, mit ihren daran verfestigten Kegelreibscheiben 3a und 4a, und den axial beweglichen (Weg-)Reibscheiben 3b und 4b mit ihren Druckzylindern 5; 6, sowie zwischen den Kegelscheibenreibflächen angeordneten Zug- oder Schubgliederventil 7. Die hydraulische Anpressung und Verstellaktivität bewirkt die Pumpe 8, die über Verbindungsleitung 9, über den Strömungssteiler 10 mit seinem Stellelement 11 und die Leitungen 12 und 13 die Druckzylinder 5 und 6 versorgt. Der Abflußbasis 14 des Steurelementes 10 ist das variierbare Vorspannventil 15 mit seinem Stellelement 16 nachgeschaltet, dessen Abfluß 17 in das Schmier- und Kühlsystem 18 mündet bzw. dieses versorgt. Zur Druckbegrenzung ist ein Überdruckventil 19 zwischen der Pumpenabflußleitung 9 und dem (offenen) Spritzsystem 18 angeordnet. Pumpe 8 ist vorteilhafterweise als Regelpumpe ausgeführt, deren Steuerung, wie auch die der Ventile 10 und 15, eine bevorzugt zentrale elektronische Rechner- und Regeleinrichtung 20 übernimmt. Diese kann bereits bekannten modernen Motormanagementeinrichtungen entsprechen, bzw. vorliegend aktuelle Funktionen werden in eine solche integriert. Ihr liefern z. B. über die Eingänge 21 bis 25 nicht dargestellte Sensoren Getriebekennwerte und Parameter, die nach innerer Verarbeitung nach festliegenden Modem die Ausgänge 26 bis 30 beeinflussen; ebenso seien beispielhaft Eingänge 31 bis 35 und Ausgänge 36 bis 40 dem Motormanagement zugeschlagen, wobei beide Systeme vernetzt sein können.

An der Pumpendruckleitung 9 befindet sich nach einem Rückschlagventil 41 ein Druckspeicher 42, der mit dem letzten, höchsten Druckpegel des Versorgungskreises geladen wird. Vorteilhaft ist ein der Rechner- und Regeleinheit 20 eingeprägtes Funktionsverhalten, so daß bei Inbetriebnahme des Fahrzeugs vorrangig der Speicher 42 sicher geladen wird. Über die Verbindungsleitungen 44 gibt ein flinkes Schaltelement 43 Strömungs- und Druckimpulse gemäß der in der Rechner-

einheit 20 gefundenen und kommandierten Erfordernisse an den Vorspannkreis (im Leitungssystem 14) ab und moduliert somit den Vorspanndruck. Element 43 kann als schnellschaltendes Digital-Servoventil für prozeßrechnergesteuerte Hydraulikanlagen ausgeführt sein. Solche sind marktbekannt; ihr beispielsweise unter Lit. 14 und 15 beschriebenes Funktionsverhalten läßt erkennen, daß Schaltimpulse innerhalb 1 msec verarbeitet werden können.

Zu Fig. 2:

Die Komponenten 1 bis 7 entsprechen denen in Fig. 1 beschriebenen. Hydraulikpumpe 50, gesteuert durch die Rechen-, Speicher- und Regeleinrichtung 70 mit einer noch näher beschriebenen Steuerstrategie, versorgt über eine Verbindungsleitung das hydr. Schaltelement 51 mit seinem Stellorgan 52 und Schaltelement 53 mit Stellorgan 54. Ersteres verbindet den Pumpenabfluß alternativ — für den normalen Betriebszustand durch Schaltposition 55 — mit dem Druckzylinder 5 des Antriebs scheibensatzes oder durch Schaltpos. 56 mit Druckzyl. 6 des Abtriebsreibscheibensatzes 4. Der jeweils andere Druckzylinder steht über die Verbindungsleitung 57 mit dem Schaltelement 53 in Verbindung, welches wiederum die Steueralternativen 58 und 59 bietet, die bewirken, daß sowohl in einströmender als auch in ausströmender Flußrichtung dieser Druckzylinder ein von der Regeleinrichtung 70 bestimmtes Druckniveau aufweist. Der maximale Zylinderdruck wird als Staudruck durch die geregelte Fördermenge der Pumpe 50 bestimmt. Die Dosierung der Versorgungsmenge des ebenfalls von Pumpe 50 belieferten Beißungs- und Kühlsystems 60 wird von dem Mengenregler 61 eingeregelt, nur aus den Druckzylindern ausgehobene Druckmittel werden über die Verbindungsleitung 62 ebenfalls diesem Niederdruckkreis zugeführt. Der Vorteil dieser Versorgungs- und Verstellstrategie besteht darin, daß nur soviel Druckmittel produziert wie benötigt wird — eine sehr verlustarme Druckmittelversorgungskonzeption. Näheres dazu in Lit. 17.

Die Anpreßdruckspitzenversorgung übernimmt ein am Pumpenabfluß über ein Rückschlagventil 63 angeordneter Druckspeicher 64, welcher über ein flink arbeitendes Ventil 65 (z. B. nach Art der wiederum in Lit. 14 und 15 beschriebenen Einrichtungen) einem Differentialkolben 66 das gespeicherte Druckmedium zuführt. Durch dessen unterschiedliche Kolbenquerschnitte 67 und 68 erfolgt eine Drucksteigerung, der Arbeitskolben 68 preßt über die Verbindungsleitung 89 Druckmedium in den Vorspannkreis 57 und sichert somit den Reibschluß bei Belastungsspitzen. Die Zuführung bzw. Füllung dieses Druckzylinders erfolgt über den gleichen Pfad. Vorteil dieser Konzeption ist, daß der Druckspeicher keiner besonderen Ladevorkehrungen bedarf, die Anpressungsspitzen können auch mit relativ niedrigem Speicherdruck erzielt werden. Für die elektronische Rechner- und Regeleinrichtung 70 gilt im wesentlichen auch das unter Fig. 2 für Pos. 20 Angeführte.

Zu Fig. 3:

Die Pos. 1 bis 7 entsprechen wiederum denen in Fig. 1. Die Hydraulikpumpe 75 — vorteilhafterweise wiederum als Regel pumpe ausgeführt und von der elektronischen Rechner-, Speicher- und Regeleinrichtung 100 gesteuert — versorgt die Druckzylinder 5 und 6 über eine Verbindungsleitung durch die jeweils den Scheibensätzen zugeordneten hydraulischen Steuerelementen 77 und 78 und den weiteren Verbindungsleitungen 79; 80 mit Drucköl. Die Steuerelemente 77, 78 weisen eine Schaltfunktion derart auf, daß sie mit ihnen von Rech-

ner- und Regeleinrichtung 100 angesteuerten Stellgliedern 81; 82 — im vorliegenden Beispiel eine Drosselsteuerung — beliebige Drücke in den Druckzylindern 5 und 6, auch bei ausströmender Tendenz, aufbauen. Das 5 Schmier- und Kühlmittelsystem 83 wird vom Versorgungskreis der Pumpe 75 im normalen Betriebszustand nicht beliefert, sondern nur beim Getriebeverstellen, durch das aus den Druckzylindern 5 und 6 ausgeschobene Druckmedium. Ein Überdruckventil 84 zwischen der 10 Pumpenleitung 76 und dem Schmier- und Kühl system 83 dient lediglich der Sicherheit bzw. zur Druckbegrenzung dieses Versorgungskreises. An der Antriebswelle 1 befindet sich eine weitere, sehr stark dimensionierte, den Anforderungen beim Aufbau spontaner Druckspitzen gerecht werdende Pumpe 85. Diese liefert im Normalbetrieb über die Leitung 86, einem Schaltpfad 104a im hydr. Schaltelement 87 und durch die Verbindungsleitung 107; 96 das Schmier- und Kühl system 83. Dieses unter geringem Druck stehende Fluid wird in 15 seiner Menge ebenfalls von der Rechner- und Regeleinrichtung 100 über das Proportional-Stellglied 88 durch den Bypassabfluß 102a-90-91 eingeregelt. Während der zur Druckspitzenversorgung nur in Bereitschaft stehenden Pumpe 85 fließt der größte Teil des von ihr geförderten Öles durch weit dimensionierte Leitungen 86; 90 zur Pumpensaugbasis 91 verlustarm im Kreise. Im aktiven Bedarfsfalle wird ein Ventilpfad 102a spontan geschlossen (von Schaltbild 102a auf 102b übergehend), wodurch sich schnell ein hoher Druck aufbaut und vor 20 allen Dingen spontan ein relativ großes Förderangebot zur Verfügung steht. Das Sicherheitsventil 93 begrenzt das Druckniveau dieses Versorgungskreises. Über die Verbindungsleitungen 92; 95 wird der Druck- und Strömungsimpuls zu den Schaltelementen 77; 78 und weiter an die Druckzylinder 5 und 6 übertragen und somit die 25 Anpressung spontan erhöht. Das in dieser Verbindungsleitung angeordnete Rückschlagventil 94 stellt sicher, daß bei nicht aktiver Betriebsweise dieser Einrichtung Druckmedium aus dem normalen CVT-Versorgungskreis der Pumpe 75 in den Kreis der Pumpe 85 zurückströmt. Ein hochdynamisch bevorzugt elektrisch-hydraulisch arbeitendes Schaltventil 97 (z. B. DIGIVALE s. Lit. 15) bestimmt feinfühlig den erforderlichen Anpreßdruck bei Belastungsspitzen. Die "harte" Fördereigenchaft der Pumpe 85 kann hochdynamischen Förderansprüchen gerecht werden, so daß auch dämpfende Massenwirkungen des Öles bei spontanen Beschleunigungsstößen überwunden werden bzw. sich kaum störend auswirken können. Wogegen der Schmier- und Kühlmittelstrom des CVT-Beißungssystems 83 im normalen Betriebszustand über den Pfad 104a des Schaltelementes 87 geleitet, wie oben bereits beschrieben, wird bei aktiver Belastungsspitzen-Anpreßdruckversorgung er alternativ über den Steuerpfad 104b geführt, wobei die Drosselstelle 101 die Menge bestimmt. Die Druck- und somit die Belastungshängigkeit des dabei gelieferten Schmier- und Kühlstromes wird in einer sehr nützlichen Weise den eingangs in der CVT-Reib- und Schlupfproblematik gestellten Kriterien gerecht, da durch eine nun 30 erhöhte Kühlölmenge die thermisch-schädliche Belastungsgrenze der Reibpartien bei erhöhtem Schlupf entschärft wird.

Bezüglich der Verluste ist vorliegende Versorgungskonzeption gegenüber anderen Lösungen im Vorteil: Die Fördermenge der in der meisten Betriebszeit alleine aktiven CVT-Versorgungspumpe 75 kann minimiert werden; trotz der etwa zwar vierfachen Förderleistung dieses zusätzlichen Versorgungskreises durch Pumpe 85

gegenüber einer herkömmlichen einheitlichen CVT-Hydraulikversorgung, dessen Druckniveau vom max. Scheibensatzdruck bestimmt wird, sind auf Grund des vorliegenden niedrigen Druckniveaus dieses Versorgungskreises, das nur ca. 1/6 bis 1/8 des max. Scheibensatzdruckes in der meisten Betriebszeit beträgt, insgesamt geringere Pumpenverluste zu erwarten.

Die erfundungsgemäße Einsatzmöglichkeit solcher zusätzlicher Pumpen zur Deckung von Versorgungsbedürfnissen bei spontanen Belastungsspitzen, kombiniert mit der Schmier- und Kühlölvorsorgung erstreckt sich nicht alleine auf die im vorliegenden Beispiel ausgeführte CVT-Steuerungsstrategie, sondern besteht auch an beliebigen anderen, wie z. B. den unter Fig. 1 und 2 dargestellten Systemen, nach zweckentsprechender Modifizierung der Kombinationsbedingungen.

Eine weitere vorteilhafte Einsatzmöglichkeit der quasi hauptsächlich nur in Bereitschaft stehenden zusätzlichen Pumpe 85 für den erhöhten Anpreßbedarf besteht darin, deren Förderkapazität bei außergewöhnlichem Bedarf für die Versorgung der normalen, herkömmlichen CVT-Hydrauliksteuerung heranzuziehen. Diese nicht bildlich dargestellten Ausführungsmöglichkeiten werden z. B. dann aktuell, wenn das KFZ nach einem spontanen Stop schnell wieder zu einem zügigen Verkehrsfluß übergehen muß. Bei solchen Situationen wird eine besonders große Druckmittelversorgungsmenge zum Getriebeverstellen gefordert (spontanes Anpassen der Getriebeübersetzung an extrem unterschiedliche Fahrzeuggeschwindigkeiten).

2. Aachener Kolloquium: Fahrzeug- und Motorenchnik 89

12) Dr. Ing. G. Schönenbeck; Dipl. Ing. P. Wagner; Dipl. Ing. M. Rattunde

5) "Bauelemente stufenloser Kettenwandler und deren Einfluß auf den Wirkungsgrad" VDI-Berichte 878

13) M. Rattunde:

"Reibgetriebe"

Patentschrift DE 28 28 347 C2

10) 14) G. G. Roeker:

"Digitale Servoventile für prozeßrechnergesteuerte Hydraulikanlagen

Kugeln als Schaltelemente"

KEM 1987 April

15) DIGIVALVE™

Data Sheet No. 910202/D des Herstellers:

B & R ELECTRICAL ENGINEERING

Ship- and Ind.-Eng. BV NL

3061 LR Rotterdam

20) 16) Walter Schopf:

Offenlegungsschrift DE P 43 12 745

"Adaptive elektronische Anpreßkraftregelung für Kegelreibscheibenumschaltungsgetriebe, insbesondere für KFZ (CVT)"

25) 17) W. Schopf:

Offenlegungsschrift DE P 42 22 636

"CVT-Pumpensteuerungssystem"

Patentansprüche

1. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, bestehend im wesentlichen aus zwei verstellbaren Kegelreibscheibenpaaren (3) und (4), mit einem dazwischen reibschlüssig angeordneten endlosen Übertragungsband (7) in Form eines Zug- oder Schubgliederbandes, mit Einrichtungen zur Erbringung der Anpreßkraft, bevorzugt in Form von auf den Kegelreibscheiben angeordneten axial wirkenden Hydraulikdruckzylindern (5) und (6), einer Hydraulikversorgungseinrichtung (8; 50 und 75), mit hydr. Steuer- oder Regeleinrichtung (10; 15; 51; 53; 77; 78) zum Dosieren der Drücke in den Druckzylindern (5; 6) und somit der Anpreßkraft, mit (bevorzugt getrennten) Steuer- und Regelfunktionen für die durchzugsgrenze- und schlupfbestimmende Anpressung des Abtriebsreibscheibenpaares (4) und getriebeübersetzungsbestimmenden Anpressung des Antriebsreibscheibenpaares (3), mit Sensoren und Einrichtungen zur Erfassung verschiedener Betriebsparameter, mindestens elektronische Einrichtungen (20; 70; 100) zur Ermittlung und Speicherung der geometrischen Getriebeübersetzungsstellung und des wirksamen Getriebeübersetzungsverhältnisses, wobei die Anpreßkraftregelung für den Abtriebsreibscheibensatz bevorzugt durch eine elektronische Steuer- oder Regeleinrichtung (20; 70; 100) bewirkt wird, die nach vorbestimmten Moden arbeitet, z. B. nach dem in Offenlegungsschrift DE P 43 12 745 beschriebenen Funktionsverfahren, dadurch gekennzeichnet, daß eine dem CVT zugeordnete Elektronik-Regeleinrichtung (20; 70; 100) elektronische Komponenten zur Erkennung, Speicherung und regeltechnischer Verarbeitung spontaner, getriebebelastungsbedingter Übersetzungsänderungen oder anderer darauf Einfluß nehmender Parameter des CVT, sowie zusätzliche Druckmittelversorgungseinrichtungen (42;

Literaturverzeichnis:

- 1) Dr. Ing. O. Dittrich
"Das stufenlose Kettengetriebe als Hauptantrieb im Kraftfahrzeug" VDI-Berichte 803
- 2) Prof. Dr. Ing. R. Höhn:
"Warum stufenlose Getriebe im KFZ"
VDI-Berichte 803
- 3) E. Simon:
"Serienerfahrungen mit dem CTX-Getriebeautomaten im Ford-Fiesta"
VDI-Berichte 803
- 4) Dipl. Ing. U. Eggert:
"CVT – Elektronische Regelung und Fahrdynamik"
VDI-Berichte 803
- 5) Dr. Ing. O. Dittrich:
"Fluide in kraftschlüssigen Getrieben"
VDI-Berichte 680
- 6) Dr. Ing. O. Dittrich:
"Der stufenlose Kettenwandler im Kraftfahrzeug"
VDI-Berichte 680
- 7) Dr. Ing. H. Otting; Dipl. Ing. P. Heidemeyer;
Dipl. Ing. R. Scholz; Dipl. Ing. F. Zimmermann
"Stufenlose Getriebe für Personenwagen"
VDI-Berichte 579
- 8) Dipl. Ing. P. Heidemeyer:
"Warum stufenlose Getriebe im PKW?"
Sem.-Nr. 811120021 Technische Akademie Wuppertal
- 9) Prof. Dr. Ing. W. Bernhardt; Dipl. Ing. P. Heidemeyer
"Auswahl und Strukturen stufenloser PKW-Getriebe"
VDI-Berichte 803
- 10) Dr. Ing. O. Dittrich:
"Stufenlose Getriebe für Personenkraftwagen"
antriebstechnik 27 (1988) Nr. 5
- 11) Dr. Ing. H. Röper:
"Status der CVT-Entwicklung – Vorteile und Grenzen des Systems"

64; 66; 85) und zusätzliche hochdynamische Regel- und Dosiereinrichtungen (43; 65; 87; 97) zur Erzeu-
gung von Anpreßkraftspitzen am Abtriebsreib-
scheibensatz (4) aufweist, die von der Elektronik-
Regeleinrichtung (20; 70; 100) bei Drehmomenten-
belastungsspitzen aktiviert werden. 5

2. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach Anspruch 1, dadurch gekennzeich-
net, daß ein von einer Hydraulikpumpe (8), welche 10
bevorzugt das Anpreß- und Steuersystem des CVT
beliefert, ein von ihr versorgter Druckspeicher (42)
angeordnet ist, welcher über ein flink arbeitendes
Schaltventil (43) und Verbindung (45) zum Vor-
spanndruckkreis, z. B. dem Leitungssystem (14) auf-
weist. 15

3. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekenn-
zeichnet, daß in der Verbindungsleitung zwischen 20
Druckspeicher (64) und dem Vordruckversor-
gungskreis (69) ein dem Speicherdruck erhöhender
Differentialkolben (66) angeordnet ist.

4. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach Anspruch 1, dadurch gekennzeich-
net, daß außer der die Anpreß- und Steuereinrich-
tung des CVT versorgenden Hydraulikpumpe (75)
eine weitere Pumpe (85) angeordnet ist, mit ihr zu-
geordneten Verbindungsleitungen (86) und (90) und 30
einem Schaltelement (87) derart, daß eine durch-
flußwiderstandsarme, regelbare Verbindung (102a)
von der Druck- zur Saugseite (91) dieser Pumpe
geschaltet oder auch unterbrochen werden kann,
ferner ein Überdruckventil (93) in diesen Förder-
kreis angeordnet ist, und die Pumpenabflußbasis 35
(92) zu einem oder beiden Druckzylindern (5, 6)
direkt oder indirekt über weitere Schaltelemente
(77 und 78) führt.

5. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekenn-
zeichnet, daß im Verbindungskreis zwischen Pumpe 40
(85) und den Druckzylindern (5 und 6) ein schnell
arbeitendes hydraulisches Schaltelement (97) 45
zweckentsprechend zum hochdynamischen Regeln
des Druckes in diesem Versorgungskreis (95) ange-
ordnet ist.

6. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach Anspruch 1, 2 und 3, dadurch gekenn-
zeichnet, daß die hochdynamischen Schaltelemente 50
(43, 65 und 95) Torquemotore mit Kugelven-
tilen (Lit. 14 u. 15) sind.

7. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach Anspruch 1 und 3, dadurch gekenn-
zeichnet, daß der Torquemotor (65) zur Druckdo-
sierung des Differentialkolbens (66) doppeltwir-
kend (in beiden Flußrichtungen wirksam) ausgebil-
det ist, so daß der Kraftkolben (67) sowohl druck-
mäßig beaufschlagt als auch entspannt werden
kann.

8. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach Anspruch 1, 2 und 3, dadurch gekenn-
zeichnet, daß zwischen den Hydraulikpumpen 65
(8 und 50) und den Druckspeichern (42 und 64)

Rückschlagventile (41 und 43) angeordnet sind.
9. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekenn-
zeichnet, daß die zusätzliche Hydraulikpumpe (85)
zur Erbringung der erhöhten Förderleistung bei
Belastungsspitzen auch das Schmier- und Kühlsy-
stem (83) des CVT versorgt.

10. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach Anspruch 1, 4 und 9, dadurch gekenn-
zeichnet, daß von der den Spitzenbedarf dek-
kenden Pumpe (85) zum Schmier- und Kühlsystem
(83) eine Leitungsverbindung (96) besteht und im
Nebenschluß dazu ein Regelbares Abflußventil (87;
102a) angeordnet ist.

11. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach Anspruch 1, 4 und 9, dadurch gekenn-
zeichnet, daß Schaltelement (87) eine Schalt-
funktion (103a; 104a; 103b; 104b) derart aufweist,
daß bei aktiver erhöhter Anpressung ein Verbin-
dungspfad (104b) über eine Drosselstelle (101) vor-
bestimmten Widerstandes zum Schmier- und Küh-
ölverbraucher (83) hergestellt, und der vorherige
Flußpfad (104a) geschlossen wird.

12. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach Anspruch 1, 4 und 11, dadurch gekenn-
zeichnet, daß das Schaltelement (87) der zu-
sätzlichen Pumpe (85) als Stellelement (88) einen
Proportionalmagneten aufweist, der auch flinke
Schwarz-Weiß-Schaltvorgänge auszuführen ver-
mag, ausgebildet ist, oder aus zwei entsprechenden
Komponenten besteht, die eine mit einer Regel-
und die andere mit einer flinken Schaltcharak-
teristik.

13. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekenn-
zeichnet, daß die Pumpe (8; 50, 75) zur Versorgung
herkömmlicher CVT-Anpreß- und Steuereinrich-
tungen mit Pumpe (85) für den erhöhten Anpreßbe-
darf als eine Bau-Einheit ausgebildet sind.

14. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekenn-
zeichnet, daß das überschüssig von Pumpe (85) ge-
forderte Druckmedium der Pumpensaugseite (91)
widerstandssarm zugeführt wird, wobei der Rohr-
notenpunkt (108) bevorzugt, aber nicht ausschließ-
lich als Injektor ausgebildet ist.

15. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekenn-
zeichnet, daß eine Druckmittelversorgungsleitung
zwischen den verschiedenen Versorgungskreisen
angeordnet ist, mit Schalteinrichtungen derart, daß
bei außergewöhnlich hohem Druckmittelbedarf für
Getriebeschnellverstellvorgänge Förderleistungen
aus der für die Spitzenanpressung vorgesehenen
Zusatzpumpe (85) Druckmedium in den CVT-Steu-
erkreis geleitet wird.

16. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Re-
gelung, insbesondere für hochdynamische Betriebs-
zustände, nach einem oder mehreren vorstehender
Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Rech-
ner-Speicher- und Regeleinrichtung (20; 70; 100)

mindestens eines folgender Funktionsmerkmale aufweist:

- a) Erkennung, Ermittlung oder Berechnung schneller Übersetzungs-, Drehmomenten- oder Abtriebsdrehzahländerungen; 5
- b) Ausgabe von Regel- oder Steuerbefehlen zur Anpreßkraftsteigerung bei Erreichen oder Überschreiten vorbestimmter Größen eines oder mehrerer der vorstehend angeführten Parameter; 10
- c) belastungsabhängige Regelung des Schmier- und Kühlmittelstromes, z. B. über Regelemente (61 oder 87);
- d) Auslösen von Schaltkommandos zur Überleitung von Druckmittel aus dem Versorgungskreis für den Anspreßspitzenbedarf der Pumpe (85) in den CVT-Steuerkreis der Pumpe (75), wobei die Intensität eines Getriebeverstellkommandos oder das Überschreiten einer vorbestimmten Differenzgröße aus Soll- und Istwert eines Verstellvorgangs als Schaltwelle dient. 15 20

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

25

30

35

40

45

50

55

60

65

Fig. 1

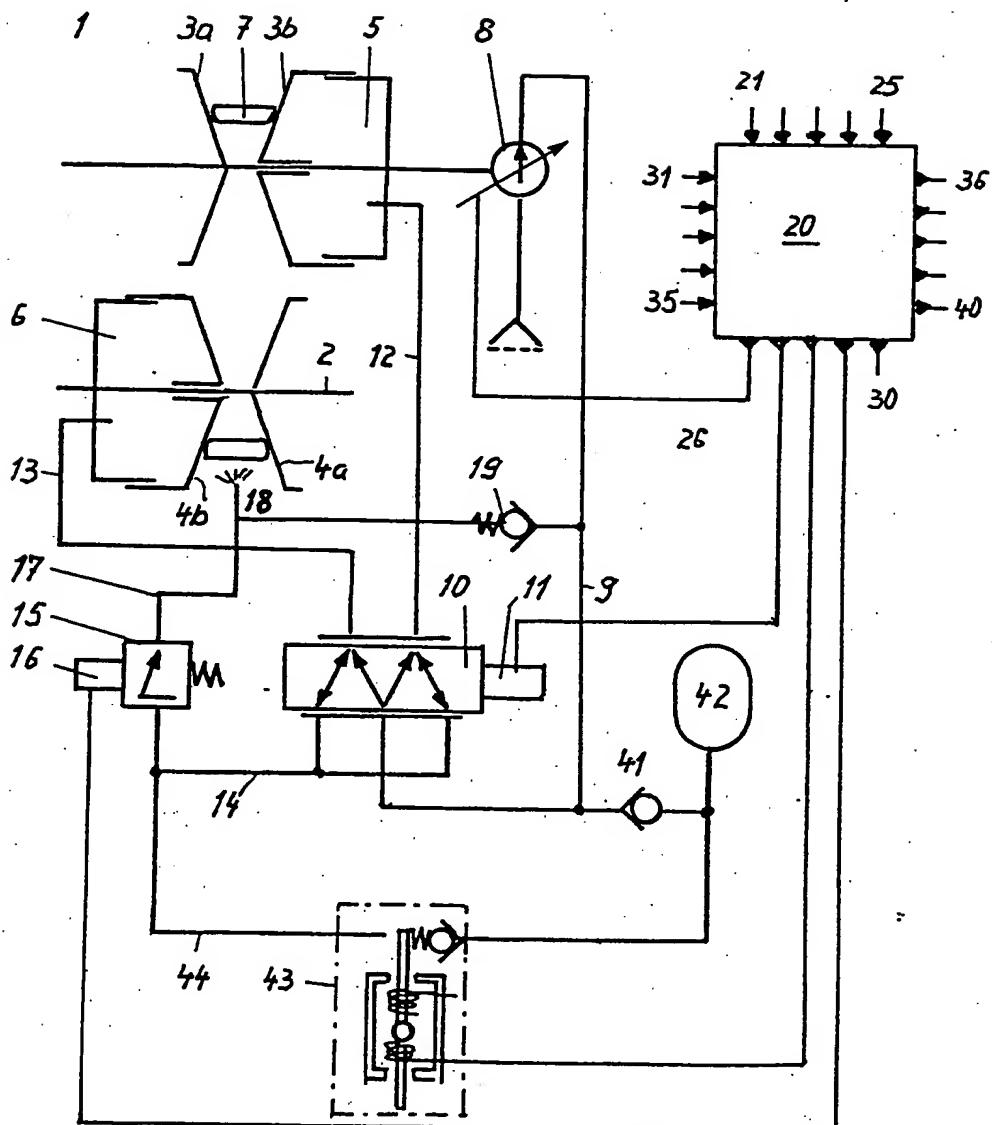


Fig. 2

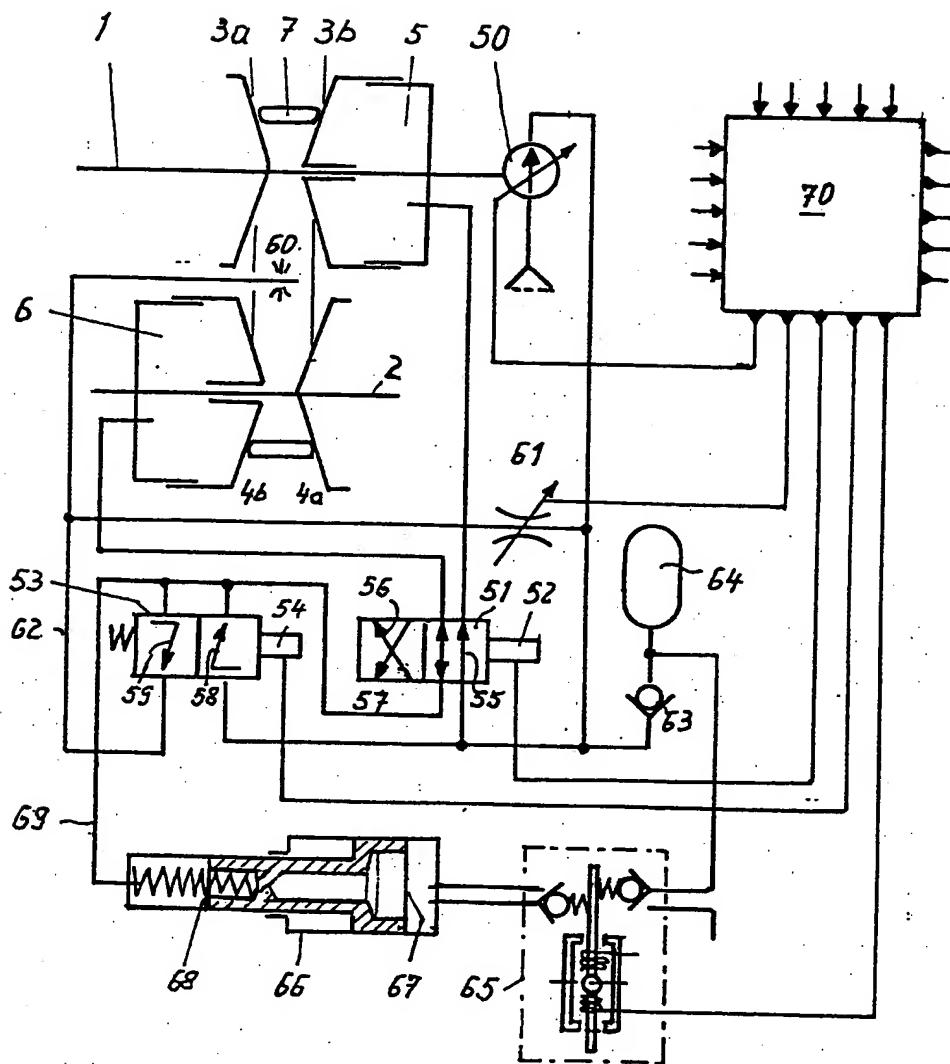


Fig. 3

